



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA

HEAT RECOVERY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jakub Kovaříček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Jakub Kovaříček**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Využití odpadního tepla

Stručná charakteristika problematiky úkolu

Výměníky tepla jsou základní jednotkou jakékoli energetické technologie. Pochopení principu přestupu tepla a návrhu výměníku patří mezi základní energetické dovednosti. Obsahem bakalářské práce bude návrh tepelného výměníku pro využití energie plynu ze zplyňovacího generátoru. Návrh bude obsahovat tepelný a hydraulický výpočet a základní konstrukční výkres.

Cíle bakalářské práce

- přehled typů výměníků tepla
- návrh vhodné technologie pro konkrétní aplikaci
- návrh teplosměnných ploch
- konstrukční návrh výměníku
- výkresová dokumentace

Seznam doporučené literatury

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.

BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992.

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 08-247-9787-6.

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-8-214-4300-6.

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0363-2.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku
2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá návrhem výměníku tepla, pro využití tepla plynu generovaného při zplyňování biomasy. Plyn proudící v trubkovém prostoru výměníku bude ochlazován na požadovanou teplotu vzduchem proudícím v mezitrubkovém prostoru. Jedná se tedy o svazkový výměník plyn-vzduch, při čemž výstupní teplota vzduchu je neznámá. Úvodní část zahrnuje přehled možných provedení výměníků podle několika parametrů, požadavky na výměníky a jejich funkce. Druhá část se pak zabývá samotným návrhem výměníku, počínaje zjištěním fyzikálních a dalších vlastností pracovních médií, přes geometrické parametry, bilanci výměníku a na závěr zjištění tlakových ztrát výměníku.

Klíčová slova

Teplo, výměník tepla, ohřev, tepelný výpočet, plyn, vzduch

ABSTRACT

This work deals with the design of a heat exchanger for the use of the heat of the gas generated during the gasification of biomass. The gas flowing in the tubular space of the exchanger will be cooled to the required temperature by the air flowing in the intermediate tube space. It is therefore a gas-air bundle exchanger, the outlet air temperature of which is unknown. The introductory part includes an overview of possible designs of exchangers according to several parameters, requirements for exchangers and their functions. The second part deals with the design of the exchanger itself, starting with the determination of physical and other properties of working media, through geometric parameters, the balance of the exchanger and finally the determination of pressure losses of the exchanger.

Key words

Heat, heat exchanger, heating, heat calculation, gas, air

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOVAŘÍČEK, Jakub. *Využití odpadního tepla*. Brno, 2020.
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem *bakalářskou práci* na téma **Využití odpadního tepla** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Jakub Kovaříček

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Markovi Balášovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD	11
1 Výměníky tepla	12
1.1 Rozdělení výměníků	12
1.1.1 Podle pracovního pochodu	12
1.1.2 Podle účelu a použití	13
1.1.3 Podle způsobu přenosu tepla	14
1.1.4 Podle smyslu proudění médií	14
1.1.5 Podle skupenství pracovních médií	15
1.2 Požadavky na výměníky, jejich média a materiál	15
1.2.1 Požadavky na výměníky	15
1.2.2 Požadavky na teplotnosná média	16
1.3 Trubkové výměníky	16
1.3.1 Plášťový výměník s rovnými trubkami	16
1.3.2 Další trubkové výměníky	18
1.4 Deskové výměníky	20
1.5 Provoz výměníků tepla	21
2 Návrh výměníku tepla	22
2.1 Zadání pro výpočet výměníku	22
2.2 Určení základních vlastností médií	22
2.2.1 Stechiometrické výpočty plynu	22
2.2.2 Fyzikální charakteristiky plynu	23
2.2.3 Vlastnosti vzduchu	24
2.3 Návrh trubkového prostoru (TP)	25
2.3.1 Součinitel přestupu tepla	25
2.4 Návrh mezitrubkového prostoru (MP)	26
2.4.1 Segmentové přepážky	27
2.4.2 Součinitel přestupu tepla	28
2.5 Součinitel prostupu tepla a výkon výměníku	32
2.6 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	33
2.7 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru	34
2.8 Shrnutí technických parametrů výměníku	38
3 Závěr	39
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	40
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	41
SEZNAM OBRÁZKŮ	43
SEZNAM TABULEK	44
SEZNAM PŘÍLOH	45

ÚVOD

Tato práce se zabývá jedním z důležitých odvětví termomechaniky, a to tepelnými výměníky. Jsou to tepelné systémy, které jsou nezbytnou součástí všech spalovacích zařízení a slouží k přenosu tepelné energie potřebné pro vytápění, technologický ohřev nebo výrobu elektrické energie. K přenosu tepelné energie, průběžnému nebo přerušovanému, slouží proudící teplotonosné média. [1]

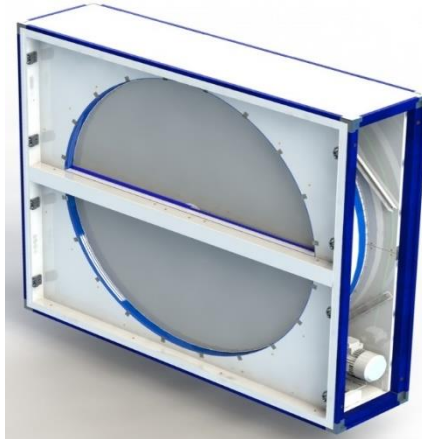
První, teoretická část, zahrnuje stručný popis funkce a základní rozdělení tepelných výměníků podle pracovního pochodu, použití nebo způsobu přenosu tepla a stručně popisuje jejich funkce a druh využití.

Druhá část se již zabývá samotným návrhem výměníku. Ten obsahuje výpočet vlastností médií, součinitele prostupu tepla a na závěr důležité tlakové ztráty. Hlavním a nejdůležitějším požadavkem, na který je kladen důraz u každého výměníku, je co nejúčinnější přenos tepla. Při návrhu je ovšem třeba dbát i na ostatní požadavky jako například cena, hmotnost nebo kompaktnost a hledat mezi nimi ideální řešení, které co nejlépe odpovídá určení výměníku.

Cílem této práce je navrhnout efektivní výměník tepla pro chlazení plynu s vysokou teplotou, za pomoci vzduchu, o třech známých teplotách a procentuálním složení plynu.

1 Výměníky tepla

Výměník tepla je zařízení, využívající se k přenosu tepelné energie mezi proudy dvou nebo více teplotních médií o rozdílných teplotách. Podle kombinace těchto médií se vyskytují výměníky např. voda–voda, pára–voda nebo spaliny–voda. K přenosu tepelné energie dochází na teplosměnných plochách, kdy teplejší médium předává svou energii médiu chladnějšímu pomocí radiace (záření), kondukce (vedení) a konvekce (proudění). Tyto plochy mají rozdílné konstrukční řešení, od nichž se vyvinuly různé typy výměníků, jako např. deskové, trubkové nebo bubnové. S výměníky se setkáváme velmi často, používají se při vytápění, různých technologických a průmyslových ohřevech nebo při výrobě elektrické energie. [1]



Obrázek 1.1 Rotační regenerační výměník tepla [7]

1.1 Rozdělení výměníků

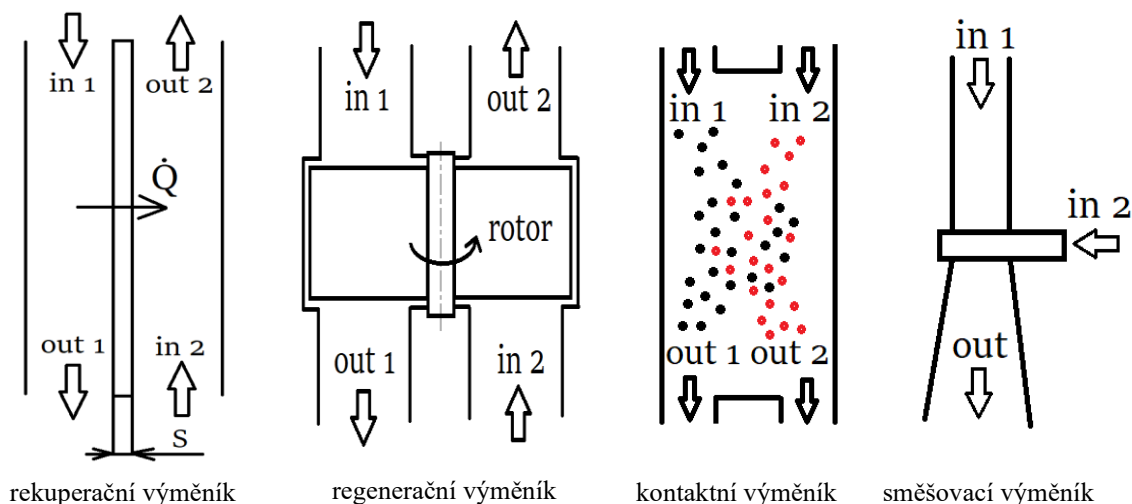
Jak již bylo řečeno, výměníky tepla se dají rozdělit podle kombinace proudícího média nebo konstrukce teplosměnných ploch. Ve skutečnosti je ale rozdělení daleko širší. V základu se dají výměníky dělit podle pracovního pochodu, účelu a použití, způsobu přenosu tepla, smyslu proudění médií a z hlediska skupenství pracovních médií. [1] Právě tímto rozdělením se bude zabývat aktuální kapitola.

1.1.1 Podle pracovního pochodu

Podle pracovního pochodu rozeznáváme čtyři základní typy výměníků

- **Rekuperační** – obě média, ohřívací i ohřívané, jsou oddělena nepropustnou stěnou, díky které nedochází ke kontaktu (mísení) teplotních látek. Tato stěna tvoří zároveň teplosměnnou plochu (S), přes kterou se teplo přenáší prostupem tepla (vedení a proudění současně)
- **Kontaktní** – pracuje s médii rozdílných fází, které přichází do vzájemného kontaktu. Teplosměnnou plochu tvoří pevná fáze, což může být například vodní hladina. Po předání tepla jsou od sebe média opět rozdělena
- **Regenerační** – ohřívané médium, vtéká s časovým zpožděním po ohřívacím médiu do prostoru s teplo zprostředkujícím elementem, kde přijímá naakumulované teplo dříve dodané ohřívacím médiem. Může dojít k částečnému smíšení obou médií.

- **Směšovací** – na rozdíl od ostatních výměníků zde neexistuje teplosměnná plocha. K přenosu tepla dochází přímým stykem obou teplotonosných látek, což vytváří homogenní směs [1]

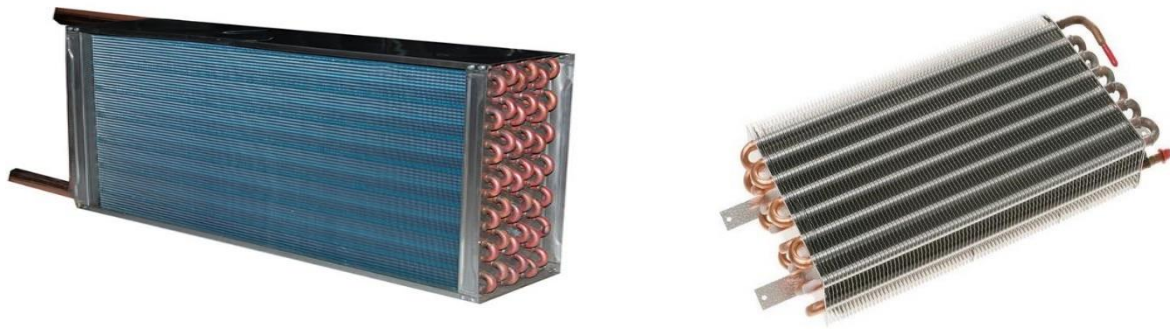


Obrázek 1.2 Typy výměníků

1.1.2 Podle účelu a použití

Jelikož mají výměníky tepla široké využití ve spoustě odlišných zařízeních, jsou taky požadavky na výměník někdy jiné, než jen změna teploty pracovního média. V některých případech je zapotřebí změna vlhkosti nebo fáze.

- Ohříváky – ohřívané médium uvnitř výměníku zvyšuje svou teplotu, aniž by docházelo ke změně fáze,
- Chladiče – ochlazované médium snižuje svou teplotu beze změny fáze,
- Výparníky – ohřívané kapalně médium se mění v páru,
- Kondenzátory – teplejší médium se mění z fáze páry na kapalnou-kondenzát,
- Přehříváky a mezipřehříváky – slouží ke zvyšování teploty syté a přehřáté páry,
- Sušárny – přísunem tepla se snižuje vlhkost látky v pevné fázi,
- Termické odplyňovány vody – parním ohřevem vody do bodu varu dochází k vylučování rozpuštěných plynů,
- Topná tělesa ústředního vytápění – otopné médium ohřívá okolní vzduch,
- Barbotážní – probublávání plynů nebo par vodou [1, 3]



Obrázek 1.3 kondenzátor (vlevo) a výparník [8]

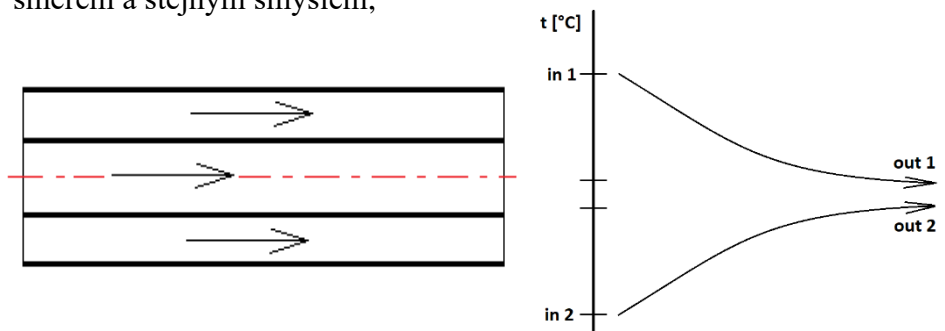
1.1.3 Podle způsobu přenosu tepla

- konvekční – k přestupu tepla dochází především konvekci,
- sálavé – k přestupu tepla dochází především zářením,
- kombinované – k přenosu tepla dochází prouděním i zářením

1.1.4 Podle smyslu proudění médií

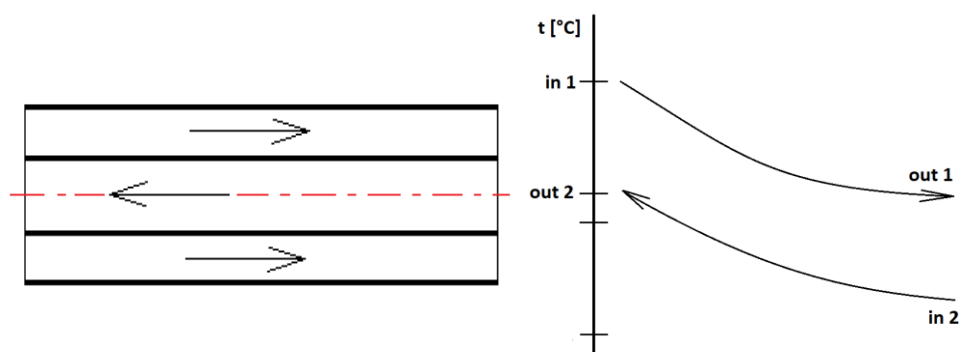
Podle vzájemného směru a smyslu proudění obou teplonosných médií rozeznáváme následující řešení výměníků:

- Souproudé – ohřívané i ohřívací médium proudí vůči sobě rovnoběžným směrem a stejným smyslem,



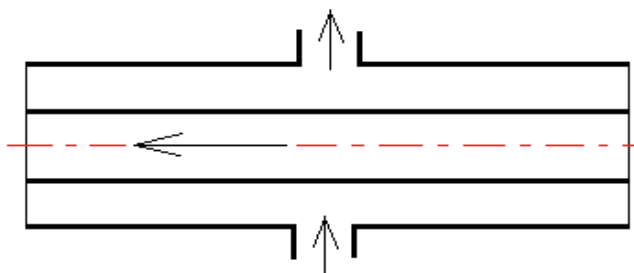
Obrázek 1.4 Souproudý výměník

- Protiproudé – směry proudů jsou rovnoběžné, ale mají opačný smysl. Oproti souproudému má protiproudé řešení vyšší střední logaritmický teplotní spád, což znamená největší změnu teploty. Proto se dá považovat za nejúčinnější,



Obrázek 1.5 Protiproudý výměník

- Kombinované – proudění média přes výhřevnou plochu lze kombinovat následujícími způsoby:
 - sériová kombinace souproudu a protiproudu,
 - paralelní kombinace souproudu a protiproudu,
 - křížové proudění
- Křížové – osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90° ,



Obrázek 1.6 Křížový výměník

1.1.5 Podle skupenství pracovních médií

- bez změny skupenství teplosměnných látek,
- se změnou skupenství jedné teplosměnné látky,
- se změnou skupenství obou teplosměnných látek,

1.2 Požadavky na výměníky, jejich média a materiál

Podobně jako u jiných zařízení, žádáme i u výměníků tepla primárně co nejlepší účinnost, což můžeme definovat jako nejintenzivnější předání tepla při nízkých nákladech. Návrh ale často komplikují další, důležité požadavky, jako například hmotnost, rozměr nebo spolehlivost. Při samotném navrhování je proto důležité najít díky různým konstrukčním úpravám vhodný kompromis a získat tak optimální zařízení.

1.2.1 Požadavky na výměníky

Můžeme tedy shrnout tyto požadavky, které si ale často odporují:

- nízká cena a hmotnost
- malé rozměry
- nízké tlakové ztráty
- spolehlivost v provozu

Při snižování rozměrů a hmotnosti, dochází ale k nepříznivému zvyšování tlakových ztrát, proto je při řešení nutno najít ideální návrhovou variantu, která co nejlépe vyhovuje konkrétním požadavkům.

Velký vliv na výměník, má z ekonomického hlediska taky jeho spolehlivost v provozu. Aby byla spolehlivost co nejlepší a docházelo k jeho co nejkratším a málo častým odstávkám, musí výměník nabízet snadnou údržbu, dobrou opravitelnost a minimální poruchovost.

1.2.2 Požadavky na teplotosná média

Funkci výměníku můžou výrazně ovlivnit zvolená teplotosná média. Často je však výměník začleněn do systému, který nám teplotosné médium předem určuje, jako v případě této práce, kdy jedno z médií budou spaliny. Pokud je ale možno si médium vybírat, může nám vhodná volba značně pomoci.

Základními požadavky jsou:

- velká měrná tepelná kapacita a měrné výparné teplo,
- vysoký součinitel přestupu tepla a tepelné vodivosti,
- vhodný vztah mezi teplotou varu a tlakem,
- nízká viskozita a s ní související nízké tlakové ztráty při proudění,
- nízká agresivita vedoucí ke korozi zařízení,
- zdravotní nezávadnost,
- dostatečný výskyt v biosféře,
- nízká cena

I přes určité nedostatky, jako možnost koroze materiálu a vznik nánosů solí, usazujících se z vody na výhřevné ploše, splňují tyto požadavky nejlépe voda a vodní pára. U vody je navíc požadavek na udržování dostatečného tlaku, zabráňující při dané pracovní teplotě varu a vzniku páry. U malých otopných soustav je proto často voda nahrazena kapalinami s vysokým bodem varu při normálních tlacích.

Investice za provoz čerpadel, vytvářejících potřebný tlak, jsou odstraněny při použití páry, která se tepelnou sítí šíří samovolně na úkor vlastní tlakové ztráty. Tato tlaková ztráta, vzniklá odporem prostředí při proudění, se v teplotenském provozu později projeví na úbytku vytvořené elektrické energie. Také úprava vody pro výrobu páry je složitější, tedy i nákladnější, než u vody samotné. Přehřátá pára, má na rozdíl od syté a kondenzující páry, nevýhodu v nízké měrné tepelné kapacitě, tepelné vodivosti a špatném součiniteli přestupu tepla. Stejnými nevýhodami disponují i plyny jako např. vzduch nebo spaliny, proto jsou u těchto látek zapotřebí větší objemové průtoky a výhřevné plochy výměníků.

Pro přenos tepla za vysoké teploty až do 900 °C, se jako médium používají tekuté kovy. Jedná se především o slitinu sodíku a draslíku. I přes dobré tepelné vlastnosti s sebou nesou spoustu nevýhod, jako třeba nutné (včasné) vypouštění ze systému před ztuhnutím nebo nízká bezpečnost z důvodu prudkého hoření, vznikajícího při možných netěsnostech, reakcí sodíku s vodou. [1]

1.3 Trubkové výměníky

Trubkové výměníky tepla jsou nejrozšířenějším typem rekuperačních výměníků. K nejstarším tepelným výměníkům patří plášťový výměník s rovnými trubkami, skládající se ze svazku trubek a venkovního pláště. K prodloužení trajektorie a zpomalení proudění, se do mezitrubkového prostoru instalují přepážky.

1.3.1 Plášťový výměník s rovnými trubkami

Tělo výměníku tvoří vnější plášť s dvěma přivařenými trubkovnicemi, do nichž jsou zaválcovány trubky. K trubkovnicím s pláštěm jsou pomocí přírubového spoje připevněny vstupní a výstupní hlavy, které slouží k přívodu a odvodu jednoho z teplotosných médií dovnitř a ven z trubek. Tyto trubky bývají ocelové nebo mosazné s tloušťkou stěny 1,5–2,5 mm a průřezový průřez mezi nimi bývá 2–3x větší než průřezový průřez trubek. Do tohoto prostoru jsou taky umístěny již zmíněné přepážky. Součástí vnějšího pláště jsou, mimo kompenzátor délkové dilatace, taky dva otvory s přírubou. Ty zajišťují tok druhého média skrze trajektorii

vymezenou přepážkami v mezitrubkovém prostoru. Navzdory nízké kompaktnosti, poskytují rovné trubky výměníku následující výhody:

- možnost využití minimální tloušťky stěny, což vede ke snížení hmotnosti,
- jednoduchá výroba,
- dobré podmínky pro mechanické čištění,
- možnost výměny poškozené trubky,

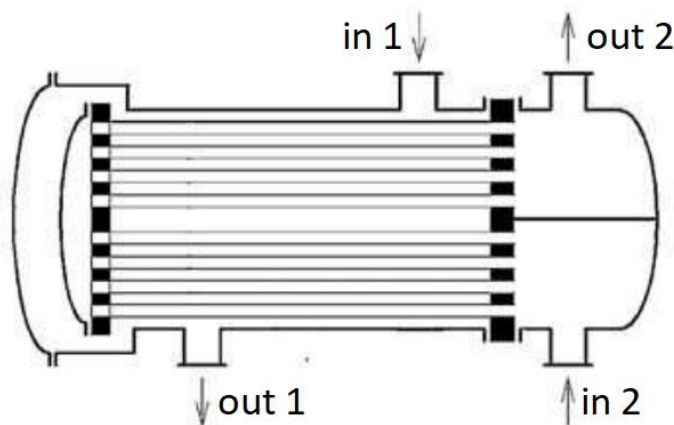


Obrázek 1.7 Plášťový výměník s rovnými trubkami [9]

Pružné vlnění pláště výměníku se používá jako kompenzátor zejména při vyšších tepelných tocích, jako třeba u kotlového plamence spaliny-voda. Problémy s tepelnými dilatacemi, lze namísto kompenzátoru na plášti výměníku řešit také:

- kompenzací s ucpávkou,
- kompenzací s plovoucí hlavou,

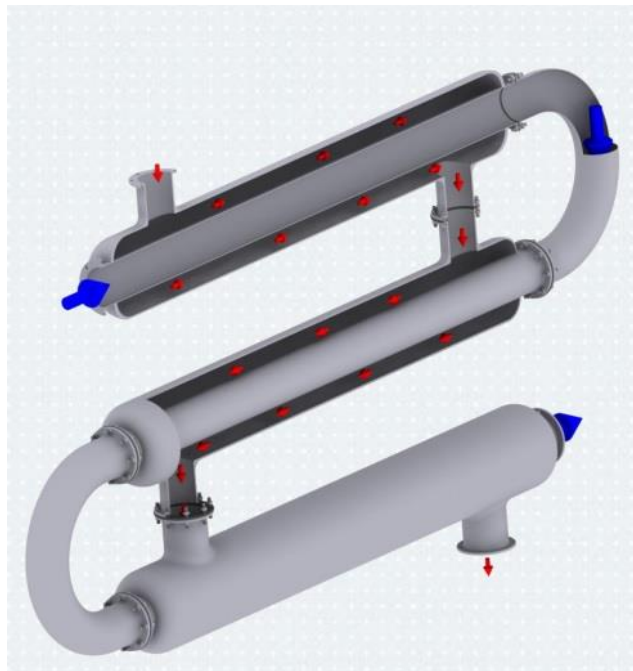
Pro celkovou složitost ucpávky a obtížnost údržby, se toto řešení téměř nepoužívá. Na úkor toho jsou rozšířeny výměníky s plovoucí hlavou, jejichž vyjímatelná trubková soustava také usnadňuje údržbu a opravy.



Obrázek 1.8 Schéma trubkového výměníku tepla s plovoucí hlavou [10]

1.3.2 Další trubkové výměníky

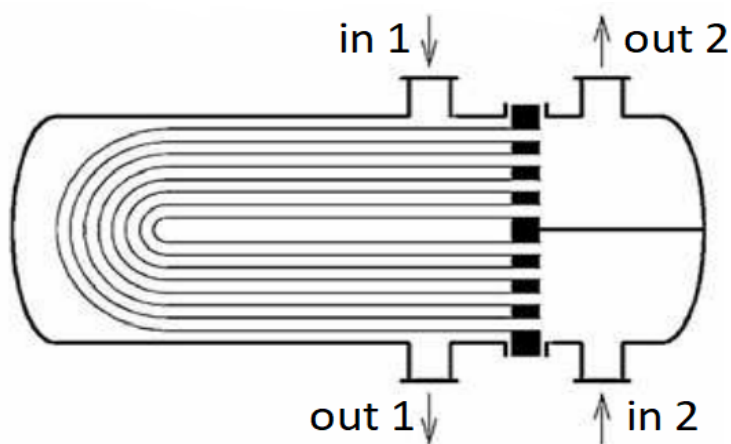
Konstrukčně jednoduše řešený je článkový výměník, dvoutrubkový. Tento typ patří mezi protiproudé výměníky s podélným omýváním vnějšího povrchu. Stejně jako u výměníku s rovnými trubkami, zde dochází k problémům s teplotní dilatací trubek mezi pevnými trubkovnicemi, proto se používá pro nižší tlaky a teplotní rozdíly.



Obrázek 1.9 Článkový, dvoutrubkový výměník tepla [13]

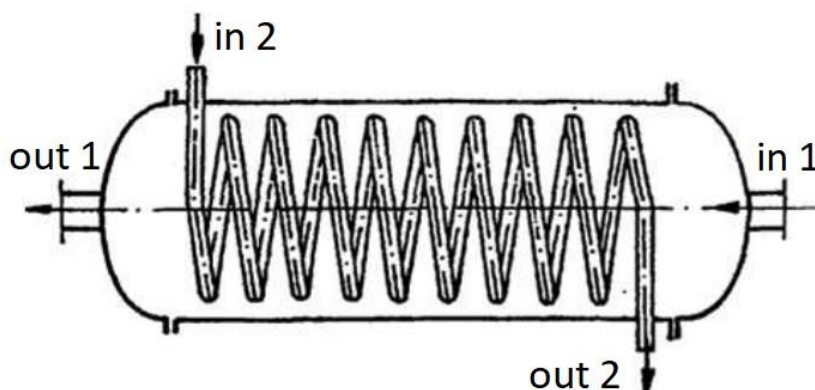
Hodně rozšířenými výměníky v energetice jsou rekuperační vlásenkové výměníky s U-trubicemi. V případě U-trubek je nemožné čistit vnitřní povrch trubek a poškozené trubice není možné vyměnit. Avšak značně rozšířený je výměník díky následujícím podstatným výhodám:

- trubky se mohou volně roztahovat, čímž odpadá problém s teplotními dilatacemi,
- výměníky mají nízkou hmotnost,
- používá se trubek malých průřezů a tloušťek,
- svazek velmi dobře využívá prostoru pláště,



Obrázek 1.10 Schéma výměníku s U-trubicemi [10]

Dalším rozšířeným typem rekuperačního výměníku tepla je výměník se šroubovitě vinutými trubkami. Trubky mohou být ve výměníku vedeny i ve více řadách. Výhodami těchto výměníků jsou jednoduchá výroba a využití čistého protiproudu při zachování příčného obtékání trubek. Trubka je však z jednoho kusu a při opravách je nutno ji vyměnit celou. Také je zde hůře využito prostoru nádoby, což vede k možnosti velkého objemu ohřívaného média. Proto se toto řešení často používá například u bojlerů.



Obrázek 1.11 Schéma výměníku se šroubovitě vinutými trubkami [11]

Trubkové výměníky s žebrovanými trubkami. V případech, že má jedna z pracovních látek výrazně větší součinitel přestupu tepla, než druhá pracovní látka, je zapotřebí zvýšení teplosměnné plochy trubek. Toho je možno dosáhnout za pomoci žebrování. Žebra mohou být příčná, podélná nebo šroubovitě vinutá. Žebrování lze provádět jak na vnějším, tak i vnitřním povrchu trubek, navinuté na trubku ve formě pásu, válcované z materiálu trubky, případně odlité. U těchto výměníků proudí obvykle uvnitř trubek voda nebo pára a na vnější žebrované straně vzduch nebo spaliny.



Obrázek 1.12 Žebrované trubky výměníku tepla [12]

1.4 Deskové výměníky

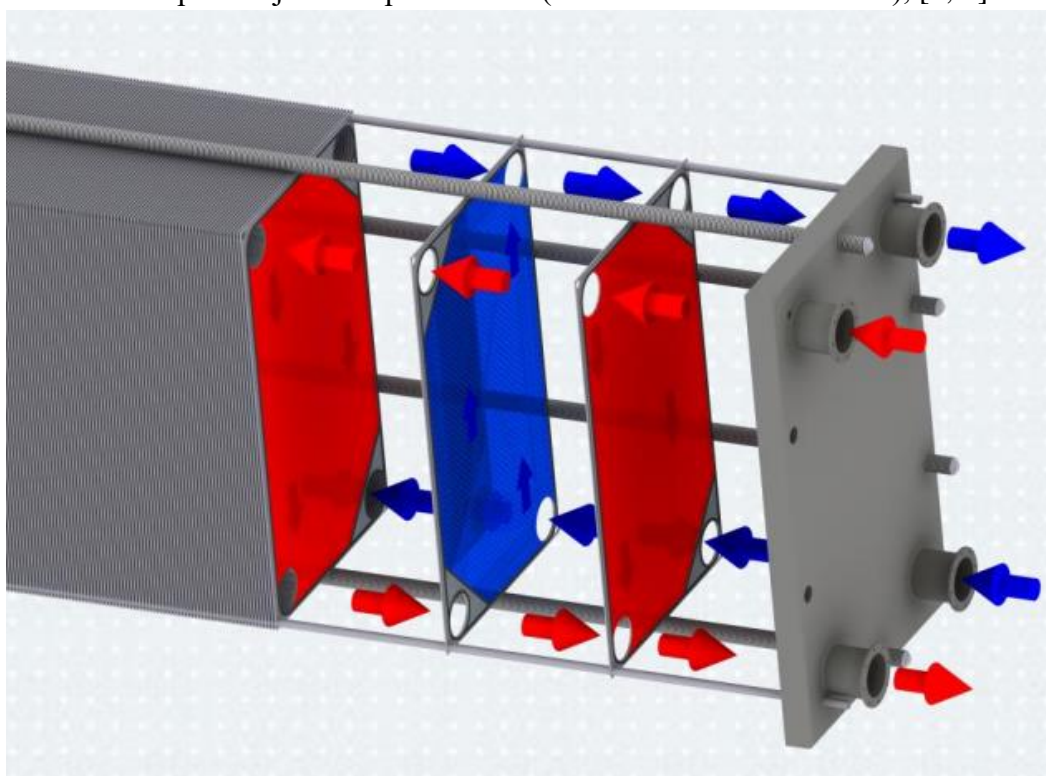
Teplosměnná plocha je tvořena z tenkých kovových desek, které jsou k sobě pevně přisazeny. V deskách jsou vytvořeny prolisy (kanálky), které slouží pro proudění pracovních látek. Díky velmi malé tloušťce desek mají malý tepelný odpor. Pracovní látky proudí v přilehlých deskách čistě protiproudě, což je výhodné pro přestup tepla i dosažení nejmenší teplosměnné plochy. Jednotlivé desky mohou být k sobě pájené či přivařené (nerozebíratelný výměník) nebo jsou staženy šroubovými svorníky (rozebíratelný výměník). Rozebíratelné řešení má výhodu snadného čištění a oprav, nerozebíratelné řešení, je díky absenci těsnění mezi deskami, použitelné pro vyšší tlaky a teploty.

Výhody oproti trubkovým výměníkům jsou:

- nízké rozměry a hmotnost,
- snadné dimenzování výkonu změnou počtu desek,
- odolnost vůči agresivnímu prostředí,

Nevýhody deskových výměníků:

- nižší parametry médií (p , t),
- požadavek na zvýšenou čistotu médií, aby nedocházelo k abrazi nebo zanášení,
- problémy s těsností při větších tlacích,
- omezení použití jen do teplot 270 °C (záleží na materiálu těsnění), [1, 3]



Obrázek 1.13 Proudění v deskovém výměníku [13]

1.5 Provoz výměníků tepla

Základním problémem jsou netěsnosti pracovních látek, jejichž příčiny jsou:

- zanášení – jde o usazování různých materiálů, například solí, pevných látek a korozních produktů na výhřevné ploše výměníku. Tyto nánosy mají malou tepelnou vodivost a brání tak přestupu tepla. Nánosy mohou být na obou stranách pracovních látek. Podle zdroje [1] jsou dalším nepříznivým dopadem nánosů zúžení průtočného průřezu a tím i vyšší rychlosti proudění, což vede k abrazi. Dále dochází ke zvýšení tlakové ztráty a výkonu čerpadel či ventilátorů. Zanášení lze ovlivnit úpravou vody (snížení koncentrace solí) nebo mechanickým čištěním trubek chemikáliemi.
- abraze – jde o otěr výhřevných ploch, vyskytuje se u proudění spalin, obsahující pevné částice. Na straně spalin dochází k úbytku materiálu, což vede k následným netěsnostem. Abraze je typická u ohříváků v kotlích na tuhá paliva. Lze ji předcházet snížením rychlosti spalin nebo pasivní ochranou trubek.
- koroze – způsobena kyslíkem nebo oxidem uhličitým, vyskytuje se především na straně teplé užitkové vody. Rozsah koroze v případě spalin u kotlových výměníků závisí na složení paliva a provozní teplotě. Povrchová teplota kovu trubky musí být nad rosným bodem spalin, aby se předcházelo tzv. nízkoteplotní korozi.

Další možnosti příčin poruch výměníků tepla mohou být:

- vady svarů a materiálu,
- eroze vodou v důsledku kondenzační fáze,
- netěsnosti v zaválcování v trubkovnicích,
- kavitační poškození,
- únavové porušení trubek, [3]

2 Návrh výměníku tepla

Následující návrh výměníku je proveden podle literatury [1],[2],[3],[4],[5]

2.1 Zadání pro výpočet výměníku

Navrhovaný výměník bude sloužit jako chladič plynu vzduchem. Pracovní média tedy budou plyn-vzduch. Pro výměník jsou zadány následující parametry. Složení plynu je

složka	<i>Ar</i>	<i>CH₄</i>	<i>H₂</i>	<i>CO</i>	<i>CO₂</i>	<i>N₂</i>	<i>H₂O</i>
množství [%]	0,5	5,8	11,0	6,2	12,2	43,8	20,5

tab. 2-1 Procentuální obsah složek plynu

- vstupní teplota plynu $t_{11} = 900\text{ °C}$
- výstupní teplota plynu $t_{12} = 550\text{ °C}$
- objemový tok plynu $V_1 = 40\text{ m}_n^3/\text{hod}$
- objemový tok vzduchu $V_2 = 25\text{ m}_n^3/\text{hod}$

U plynu se neprovádí prvkový rozbor, ani rozdělení na hořlavinu a balast. Jak ukazuje tabulka 2-1, jsou složky plynu uváděny jako procentuální obsah nebo jako objemové koncentrace tab. 2-2. Z procentuálního obsahu prvků tedy určíme objemové koncentrace x_i jednotlivých prvků, obsažených v plynu.

složka	<i>Ar</i>	<i>CH₄</i>	<i>H₂</i>	<i>CO</i>	<i>CO₂</i>	<i>N₂</i>	<i>H₂O</i>
x_i [-]	0,005	0,058	0,11	0,062	0,122	0,438	0,205
M_i [kg·mol ⁻¹]	39,944	16,032	2,016	28	44,01	28,01	18,016

tab. 2-2 Objemové koncentrace x_i , molární hmotnost M_i jednotlivých složek plynu

Pro zadané složení plynu musí platit

$$\sum x_{Ar} + x_{CH_4} + x_{H_2} + x_{CO} + x_{CO_2} + x_{N_2} + x_{H_2O} = 1 \quad (1)$$

2.2 Určení základních vlastností médií

Cílem je zjistit vlastnosti a konstanty obou médií, které bude nezbytné znát pro další návrh výměníku.

2.2.1 Stechiometrické výpočty plynu

Pro molární hmotnost plynu M platí

$$M_1 = \sum x_i \cdot M_i = 24,418\text{ kg·kmol}^{-1} \quad (2)$$

kde M_i je hodnota molární hmotnosti jednotlivých složek plynu uvedené v tab. 2-2.

Měrnou plynovou konstantu R určíme podělením univerzální (molové) plynové konstanty $R_m = 8314\text{ J·kmol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ molární hmotností plynu M_1

$$R_1 = \frac{R_m}{M_1} = \frac{8314}{24,418} = 340,49\text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3)$$

Jelikož známe vstupní i výstupní teplotu plynu t_{11} a t_{12} , určíme jeho střední teplotu t_{s1} ,

$$t_{s1} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{900 + 550}{2} = 725\text{ °C} \quad (4)$$

kteřou dosadíme společně s měrnou plynovou konstantou R a tlakem p (atmosferický) do rovnice pro hustotu ρ , získanou úpravou stavové rovnice

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (5)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_1 \cdot T_{s1}} = \frac{101325}{340,487 \cdot (725 + 273)} = 0,29818 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (6)$$

hustotu je však možno zjistit obdobným výpočtem, jako výše uvedenou molární hmotnost M_I .

Důležitým parametrem je měrná entalpie plynu h [$\text{kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}$] (m_n je označení pro normální metr krychlový, dříve značen jako Nm). Tu zjistíme pro jednotlivé složky plynu z tabulek [2] pro teploty 700 a 800 °C a následnou lineární interpolací dostaneme hodnoty pro střední teplotu t_{s1} , uvedené v tab. 2-3.

$t_s = 725[^\circ\text{C}]$	<i>Ar</i>	<i>CH₄</i>	<i>H₂</i>	<i>CO</i>	<i>CO₂</i>	<i>N₂</i>	<i>H₂O</i>
h_i	673,425	520,7	260,686	997,55	1522,75	983,725	1195,5
C_{pi}	0,9289	0,7182	0,3596	1,3775	2,0995	1,3566	1,6481

tab. 2-3 Měrná entalpie h_i [$\text{kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}$], tepelná kapacita C_{pi} [$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$] pro $t = 725$ °C, pro jednotlivé složky plynu

Pro samotný výpočet entalpie plynu platí

$$h_1 = \sum_i x_i \cdot h_i = x_{Ar} \cdot h_{Ar} + x_{CH_4} \cdot h_{CH_4} + x_{H_2} \cdot h_{H_2} + x_{CO} \cdot h_{CO} + \\ + x_{CO_2} \cdot h_{CO_2} + x_{N_2} \cdot h_{N_2} + x_{H_2O} \cdot h_{H_2O} = 985,8159 \text{ kJ} \cdot \text{m}_n^{-3} \quad (7)$$

kde h_i představuje měrnou entalpii složek plynu při teplotě t_{s1} .

2.2.2 Fyzikální charakteristiky plynu

Při výpočtu sdílení tepla pomocí kritériálních rovnic na výpočet součinitele přestupu tepla, je za potřebí znát látkové vlastnosti médií, odpovídající jejich danému stavu. V případě páry nebo vody lze tyto charakteristiky získat snadno z parních tabulek, které obsahují širokou škálu parametrů. V případě plynů, jejichž složení není stálé, je určení fyzikálních charakteristik složitější.

Měrnou tepelnou kapacitu C_p [$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$] je možno určit podobně, jako výše uvedenou entalpii, tedy sumou součinů objemové koncentrace x_i a měrné tepelné kapacity C_{pi} složek plynu

$$C_p = \sum_i x_i \cdot C_{pi} \text{ [kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (8)$$

interpolované hodnoty C_{pi} pro složky plynu jsou vypsány v tab. 2-3. V aktuálním případě, lze ale zvolit jednodušší způsob výpočtu ze známé entalpie plynu při teplotě 725 °C

$$C_{p1} = \frac{h_1}{t_{s1}} = \frac{985,8153}{725} = 1,3225 \text{ [kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9)$$

Změnu velikosti kinematické viskozity u plynů způsobuje dle zdroje [3] především jiný poměrný objem vodní páry x_{H_2O} , citlivost na x_{CO_2} je malá. Kinematickou viskozitu lze tedy určit z kinematické viskozity středního složení plynu $\nu_{stř}$, a opravného koeficientu $M_\nu = \nu / \nu_{stř}$, který závisí na x_{H_2O} a teplotě plynu. Hodnoty veličin $\nu_{stř} = 111,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ a $M_\nu = 1,025$ tedy určíme z tabulky a nomogramu ve zdroji [3].

$$\nu_1 = M_\nu \cdot \nu_{stř} = 1,025 \cdot 111,5 \cdot 10^{-6} = 114,2875 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (10)$$

stejným způsobem určíme součinitel tepelné vodivosti λ , v jehož případě opravný koeficient $M_\lambda = \lambda / \lambda_{stř}$ opět závisí na x_{H_2O} a teplotě plynu. Dohledané hodnoty veličin jsou $M_\lambda = 1,055$ a $\lambda_{stř} = 8,49 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$$\lambda_1 = M_\lambda \cdot \lambda_{stř} = 1,055 \cdot 8,49 \cdot 10^{-2} = 89,5695 \cdot 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11)$$

Bezrozměrné kritérium fyzikálních vlastností Prandtlovo číslo Pr je dáno vztahem

$$Pr_1 = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu_1 \cdot C_{p1} \cdot \rho_1 \cdot 10^3}{\lambda_1} = \frac{114,2875 \cdot 10^{-6} \cdot 1,3225 \cdot 298,18}{89,5695 \cdot 10^{-3}} = 0,503 [-] \quad (12)$$

kde a je součinitel teplotní vodivosti daný vztahem

$$a = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (13)$$

Dynamickou viskozitu μ určíme násobkem kinematické viskozity ν a hustoty ρ

$$\mu_1 = \nu_1 \cdot \rho_1 = 114,2875 \cdot 10^{-6} \cdot 0,29818 = 34,078 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (14)$$

2.2.3 Vlastnosti vzduchu

Druhé médium je vzduch, ke kterému známe pouze vstupní teplotu $t_{21} = 20 \text{ °C}$ a objemový průtok $\dot{V}_2 = 25 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$. Cílem je tedy zjistit za pomoci bilanční rovnice výstupní teplotu vzduchu t_{22} . Nejprve určíme z tabulek [2] měrnou tepelnou kapacitu vzduchu C_{p2} , pro odhadnutou střední teplotu vzduchu 300 °C .

$$C_{p2} = 1,323 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1} \quad (15)$$

poté z bilanční rovnice vyjádříme neznámou t_{22} a dosadíme

$$\dot{Q}_b = \dot{V}_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \dot{V}_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21}) \quad (16)$$

$$\begin{aligned} t_{22} &= \frac{\dot{V}_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12})}{\dot{V}_2 \cdot C_{p2}} + t_{21} = \\ &= \frac{\frac{40}{3600} \cdot 1,3225 \cdot (900 - 550)}{\frac{25}{3600} \cdot 1,323} + 20 = 599,45 \text{ °C} \end{aligned} \quad (17)$$

Z bilanční rovnice lze také dopočítat požadovaný výkon výměníku

$$\dot{Q}_b = \dot{V}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \frac{40}{3600} \cdot 1322,5 \cdot (900 - 550) = 5,143 \text{ kW} \quad (18)$$

kde \dot{V}_1 a \dot{V}_2 [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] jsou objemové průtoky médií. Střední teplota vzduchu je tedy opravdu přibližně 300 °C, pro kterou určíme zbývající parametry z tabulky ve zdroji [3]

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_2 \cdot T_{s2}} = \frac{101325}{287,10 \cdot (300 + 273)} = 0,616 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (19)$$

ν_2 [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]	μ_2 [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]	λ_2 [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	Pr_2 [-]
$4,603 \cdot 10^{-5}$	$2,84 \cdot 10^{-5}$	$4,2 \cdot 10^{-2}$	0,66

tab. 2-4 Některé z vlastností vzduchu při teplotě 300 °C

2.3 Návrh trubkového prostoru (TP)

Jako médium proudící v trubkovém prostoru bude plyn, z důvodu jeho vyšší teploty a snadnějšího čištění trubek při provozu výměníku. Zvolená rychlost proudění w_1 by se za dané situace mohla pohybovat mezi 7-15 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$. S ohledem na tlakové ztráty volím rychlost na minimum a to $w_1 = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Na základě doporučených mezních rozměrů dle zdroje [1] volím trubky o světlosti $d_1 = 14 \text{ mm}$ a tloušťce stěny $\delta_1 = 1 \text{ mm}$. Délka trubek výměníku je $l_t = 0,5 \text{ m}$. Počet celkový potřebný počet trubek určíme z rovnice kontinuity

$$n_t = \frac{4 \cdot \dot{M}_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_1 \cdot \rho_1} = \frac{4 \cdot \dot{V}'_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_1} = \frac{4 \cdot \frac{40}{3600} \cdot \frac{273 + 725}{273}}{\pi \cdot 0,014^2 \cdot 7} = 37,6775 \text{ [-]} \quad (20)$$

kde \dot{V}'_1 je objemový tok pro střední teplotu plynu. Obvykle se počet trubek zaokrouhluje na horní číslo, tedy 38. Pro snadnější rozpořádání trubek do trubkovnice však volím $n_t = 37$. Skutečnou rychlost plynu lze dopočítat

$$w_1 = \frac{\dot{V}'_1}{S_{tr}} = \frac{\dot{V}'_1}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot n_t} = \frac{\frac{40}{3600} \cdot \frac{273 + 725}{273}}{\frac{\pi \cdot 0,014^2}{4} \cdot 37} = 7,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (21)$$

2.3.1 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru α_1 je dán vztahem

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_1} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (22)$$

kde Nu je určeno pomocí kritériální rovnice

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \text{ [-]} \quad (23)$$

jejíž konstanty C , m a n jsou dány konkrétní případy. Hodnoty pro turbulentní proudění jsou uvedeny v tab. 2-5.

C	m	n
0,023	0,8	0,4

tab. 2-5 Velikosti konstant pro turbulentní proudění

Prandtlovo číslo plynu Pr_1 známe, zbývá určit Reynoldsovo číslo Re_1

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_1} = \frac{7,13 \cdot 0,014}{114,285 \cdot 10^{-6}} = 873,4 \text{ [-]} \quad (24)$$

yní můžeme dosadit do vztahu pro výpočet Nu

$$Nu_1 = C \cdot Re_1^m \cdot Pr_1^n = 0,023 \cdot 873,4^{0,8} \cdot 0,503^{0,4} = 3,94 \text{ [-]} \quad (25)$$

Na závěr určíme součinitel přestupu tepla α_1 v TP, tedy na straně plynu

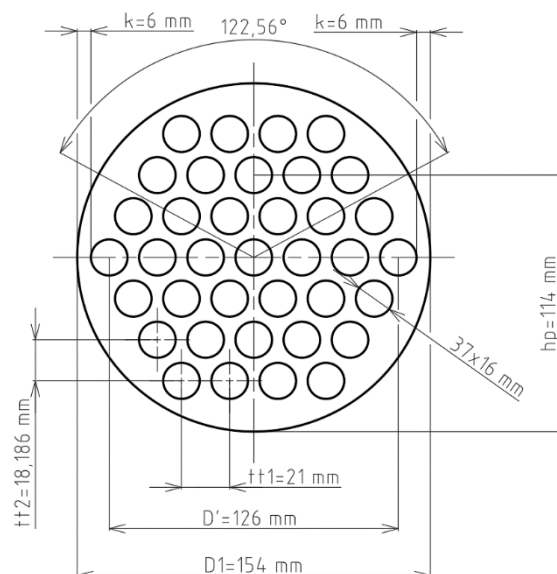
$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_1} = 3,94 \cdot \frac{89,5695 \cdot 10^{-3}}{0,014} = 25,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (26)$$

2.4 Návrh mezitrubkového prostoru (MP)

Po trubkovém prostoru je zapotřebí znát taky situaci vně trubek, tedy v mezitrubkovém prostoru. Proudící médium v MP je v našem případě vzduch. Pro MP je důležité v první řadě určit rozmístění trubek v příčném řezu, které je zvoleno kvůli kompaktnosti do trojúhelníku (30°) a je znázorněno na obr. 2.1, dále pak rozměry samotné trubkovnice. Rozteč trubek t_{t1} , obvykle volenou mezi $1,25-1,5 d_2$, volím v aktuálním případě $1,3d_2$, což je přibližně 21 mm. Při známé rozteči t_{t1} a počtu trubek n můžeme určit průměr krajních trubek $D' = 126$ mm, díky kterému vypočteme vnitřní průměr pláště výměníku z rovnice

$$D_1 = D' + d_2 + 2 \cdot k = 126 + 16 + 2 \cdot 6 = 154 \text{ mm} \quad (27)$$

kde k je vůle mezi krajními trubkami a pláštěm. Z konstrukčních důvodů, se volí $k \geq 6$ mm, proto volím 6 mm. Plášť výměníku má tloušťku stěny $\delta_2 = 4$ mm



Obrázek 2.1 Schéma uspořádání trubkovnice

2.4.1 Segmentové přepážky

Obečně výměníky s plynnými pracovními látkami vynikají špatným přestupem tepla. Tento problém můžeme částečně napravit instalací segmentových přepážek v MP. Přepážky zvýší rychlost pracovní látky, prodlouží dráhu pracovního média a zajistí kolmé příčné omývání trubkové výhřevné plochy, což má za následek právě intenzivnější přestup tepla.

Rozměry přepážek a vzdálenosti mezi nimi je potřeba volit tak, aby rychlost pracovního média byla stejná ve všech průřezích. Výšku přepážky volím přibližně do $\frac{3}{4}$ průměru výměníku, tedy $h_p = 114$ mm. Pro průřez ve výřezu segmentu S_{vs} platí vztah

$$\begin{aligned} S_{vs} &= \frac{D_1^2}{8} \left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180} - \sin \varphi \right) - \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot n_{tv} = \\ &= \frac{0,154^2}{8} \left(\frac{122,56 \cdot \pi}{180} - \sin 122,56 \right) - \frac{\pi}{4} \cdot 0,016^2 \cdot 6,5 \\ &= 0,002536 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (28)$$

ve kterém je φ středový úhel segmentu a n_{tv} počet trubek v segmentu.

Tento průřez musí být pro zachování stejné rychlosti teplosměnné látky neměnný. Proto rozteč mezi přepážkami t_p vyjádříme pomocí rovnosti průřezu mezi přepážkami S_{mp} a výše zmíněného průřezu ve výřezu segmentu S_{vs}

$$S_{mp} = \left(2 \cdot k + \frac{D'}{t_{t1}} \cdot (t_{t1} - d_2) \right) \cdot t_p \quad (29)$$

$$S_{mp} = S_{vs} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} t_p &= \frac{S_{vs}}{\left(2 \cdot k + \frac{D'}{t_{t1}} \cdot (t_{t1} - d_2) \right)} = \\ &= \frac{0,002536}{\left(2 \cdot 0,006 + \frac{0,126}{0,021} \cdot (0,021 - 0,016) \right)} = 0,042 \text{ m} \end{aligned} \quad (31)$$

rozteč přepážek t_p volím z důvodu symetrie přepážek 5 cm

Pomocí rozteče t_p můžeme dopočítat průtočný průřez mezi přepážkami S_{mp} a poté skutečnou rychlost proudění v MP w_2

$$\begin{aligned} S_{mp} &= \left(2 \cdot k + \frac{D'}{t_{t1}} \cdot (t_{t1} - d_2) \right) \cdot t_p = \\ &= \left(0,012 + \frac{0,126}{0,021} \cdot (0,021 - 0,016) \right) \cdot 0,05 = 0,0021 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (32)$$

$$w_2 = \frac{\dot{V}'_2}{S_{mp}} = \frac{\frac{25}{3600} \cdot \frac{300 + 273}{273}}{0,0021} = 6,94 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (33)$$

2.4.2 Součinitel přestupu tepla

Stejně jako u TP pro plyn, je potřeba vypočítat součinitel přestupu tepla na druhé straně v MP pro vzduch. Pro výpočet je potřeba znát vlastnosti vzduchu při střední teplotě 300 °C, které jsou již určeny v kapitole 2.2.3. V MP jsou použity segmentové přepážky a dochází tudíž k příčnému obtékání trubek.

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{l_2} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (34)$$

Nusseltovo číslo v MP je dáno

$$Nu_2 = \left[0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right] \cdot \gamma_2 \cdot \gamma_3 \cdot \gamma_4 \cdot \gamma_5 \cdot \gamma_6 \cdot \gamma_7 \cdot \gamma_8 \quad [-] \quad (35)$$

kde platí

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_2} \cdot \sqrt[3]{Pr_2} \quad [-] \quad (36)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2}{1 + 2,443 \cdot Re_2^{-0,1} \cdot (Pr_2^{2/3} - 1)} \quad [-] \quad (37)$$

Prandtlovo číslo Pr_2 bylo výše určeno z tabulek, Reynoldsovo číslo Re_2 určíme

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot l_2}{\nu_2} = \frac{6,94 \cdot 0,0251}{4,603 \cdot 10^{-5}} = 3784 \quad [-] \quad (38)$$

kde pro l_2 jako charakteristický rozměr platí

$$l_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{2} = \frac{\pi \cdot 0,016}{2} = 0,0251 \text{ m} \quad (39)$$

a u_2 jako rychlost proudění v trubkovém svazku

$$u_2 = \frac{\dot{V}_2'}{S_{2N} \cdot \psi} = \frac{25}{3600} \cdot \frac{273 + 300}{273} \cdot \frac{1}{0,0074 \cdot 0,4016} = 4,90 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (40)$$

Velikost volného nezaplněného průřezu S_{2N} vypočteme vztahem

$$S_{2N} = (t_p - s_p) \cdot D_1 = (0,050 - 0,002) \cdot 0,154 = 0,0074 \text{ m}^2 \quad (41)$$

t_p je rozteč přepážek, $s_p = 2 \text{ mm}$ je zvolená tloušťka přepážky a D_1 je vnitřní průměr pláště výměníku (obr. 2.1)

Mezerovitost trubkového svazku ψ určíme následujícím postupem

$$x_6 = \frac{t_{t1}}{d_2} = \frac{0,021}{0,016} = 1,3125 \text{ [-]} \quad (42)$$

$$x_7 = \frac{t_{t2}}{d_2} = \frac{0,866 \cdot 0,021}{0,016} = 1,137 \text{ [-]} \quad (43)$$

pro případ $x_7 > 1$ platí vztah

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot x_6} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,3125} = 0,4016 \text{ [-]} \quad (45)$$

t_{t1} a t_{t2} jsou příčná a podélná rozteč trubek znázorněná na obr. 2.1.

Dosažením Prandtlova a Reynoldsova čísla dopočítáme Nu_{lam} a Nu_{turb}

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_2} \cdot \sqrt[3]{Pr_2} = 0,664 \cdot \sqrt{3784} \cdot \sqrt[3]{0,66} = 35,562 \text{ [-]} \quad (46)$$

$$\begin{aligned} Nu_{turb} &= \frac{0,037 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2}{1 + 2,443 \cdot Re_2^{-0,1} \cdot (Pr_2^{2/3} - 1)} = \\ &= \frac{0,037 \cdot 3784^{0,8} \cdot 0,66}{1 + 2,443 \cdot 3784^{-0,1} \cdot (0,66^{2/3} - 1)} = 24,02 \text{ [-]} \end{aligned} \quad (47)$$

Dále je potřeba provést výpočet korekčních faktorů.

y_2 zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě včetně vlivu směru tepelného toku a pro plyny platí vztah

$$y_2 = \left(\frac{T_2}{T_{2S}} \right)^a = \left(\frac{300 + 273}{450 + 273} \right)^{0,25} = 0,944 \text{ [-]} \quad (48)$$

kde t_{2S} je teplota na stěně trubky, kterou volím $450 \text{ }^\circ\text{C}$

y_3 zohledňuje převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek a pro uspořádání trubek 30° má tvar

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot x_7} = 1 + \frac{2}{3 \cdot 1,137} = 1,5863 [-] \quad (49)$$

y_4 zohledňuje nepříznivý tvar teplotního profilu v proudě pracovní látky při laminárním proudění a pro $Re_2 > 100$ platí

$$y_4 = 1 \quad (50)$$

y_5 zohledňuje podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění ve výřezu přepážek a má tvar

$$y_5 = 1 - x_8 + 0,524 \cdot x_8^{0,32} = 1 - 0,1757 + 0,524 \cdot 0,1757^{0,32} = 1,13 [-] \quad (51)$$

kde x_8 určíme podílem počtu trubek ve výřezu přepážky n_{tv} a celkového počtu trubek v trubkovnici n_t

$$x_8 = \frac{n_{tv}}{n_t} = \frac{6,5}{37} = 0,1757 [-] \quad (52)$$

y_6 zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a také mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách

$$\begin{aligned} y_6 &= 0,4 \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left(1 - 0,4 \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}}\right) \cdot \exp\left(-1,5 \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{mp}}\right) = \\ &= 0,4 \frac{0,0018}{0,0018 + 0,00063} + \left(1 - 0,4 \frac{0,0018}{0,0018 + 0,00063}\right) \cdot \\ &\quad \cdot \exp\left(-1,5 \frac{0,0018 + 0,00063}{0,0021}\right) = 0,42 [-] \end{aligned} \quad (53)$$

S_{mp} máme již určeno výše z rovnice (32), průtočný průřez mezi trubkami svazku a otvory v přepážce S_{tp} určuje vztah

$$\begin{aligned} S_{tp} &= \left(n_t - \frac{n_{tv}}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (d_{2p}^2 - d_2^2)}{4} = \\ &= \left(37 - \frac{6,5}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (0,018^2 - 0,016^2)}{4} = 0,0018 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (54)$$

ve kterém d_{2p} je průměr pro usazení trubky v přepážce zvolený na 18 mm.

S_{ps} je průtočný průřez mezi pláštěm a přepážkou, kde D_p je vnější průměr přepážky, jehož velikost je zvolena kvůli snadnému usazení přepážky do výměníku na 150 mm.

$$\begin{aligned} S_{ps} &= \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_p^2) \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360} = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (0,154^2 - 0,150^2) \cdot \frac{360 - 122,56}{360} = 0,00063 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (55)$$

y_7 zohledňuje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku vztahem

$$y_7 = \exp \left[\left(-c_1 \frac{S_{ss}}{S_{mp}} \right) \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2n_{pT}}{n_{rp}}} \right) \right] [-] \quad (56)$$

n_{pT} je počet těsnících lišt, který je v našem případě nulový. Poté můžeme vztah napsat jako

$$y_7 = \exp \left(-c_1 \frac{S_{ss}}{S_{mp}} \right) = \exp \left(-1,35 \frac{0,000336}{0,0021} \right) = 0,8057 [-] \quad (57)$$

velikost konstanty je pro $Re_2 \geq 100$, $c_1=1,35$.

S_{ss} je průtočný průřez obtokového proudu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku, který je dán vztahem

$$\begin{aligned} S_{ss} &= (D_1 - D_s - (t_{t1} - d_2)) \cdot (t_p - s_p) = \\ &= (0,154 - (0,126 + 0,016) - (0,021 - 0,016)) \cdot (0,05 - 0,002) = \\ &= 0,000336 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (58)$$

kde D_1 , D_s , t_{t1} již známe a můžeme vyčíst z obr. 2.1, t_p je již počítaná rozteč přepážek a s_p je tloušťka přepážky, zvolená na 2 mm

y_8 zohledňuje vliv neopřepážkovaného prostoru pod vstupními hrdly a má tvar

$$y_8 = \frac{(n_p - 1) + 2 \cdot \left(\frac{l_{tn}}{2 \cdot t_p} \right)^{1-a}}{(n_p - 1) + \frac{l_{tn}}{t_p}} = \frac{(7 - 1) + 2 \cdot \left(\frac{0,099}{2 \cdot 0,05} \right)^{1-0,6}}{(7 - 1) + \frac{0,099}{0,05}} = 1,015 [-] \quad (59)$$

Počet přepážek n_p volím 7 přepážek, kvůli délce výměníku 0,5 m. Pomocí tloušťek přepážek s_p a rozteče přepážek $t_p = 50$ mm, určíme $l_{tn} = 99$ mm, tedy délku před první přepážkou, případně za poslední přepážkou. Dále pak určíme konstantu $a = 0,6$ pro $Re_2 > 100$.

Dosazením koeficientů do vztahu (35) určíme Nu_2

$$\begin{aligned} Nu_2 &= \left[0,3 + \sqrt{35,562^2 + 24,02^2} \right] \cdot 0,94 \cdot 1,586 \cdot 1 \cdot 1,125 \cdot 0,42 \cdot 0,806 \cdot \\ &\quad \cdot 1,015 = 24,664 [-] \end{aligned} \quad (60)$$

a na závěr můžeme určit výsledný součinitel přestupu tepla α_2 v MP

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{l_2} = 24,664 \cdot \frac{4,2 \cdot 10^{-2}}{0,0251} = 41,271 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (61)$$

Výpočet je však potřeba zpětně doladit určením teploty trubky t_{2S} , kterou jsme potřebovali ve vztahu (48)

$$t_{2S} = \left(t_{s2} + \frac{\dot{Q}_b}{S_{2tp} \cdot \alpha_2} \right) = \left(300 + \frac{5143}{0,93 \cdot 41,271} \right) = 434 \text{ °C} \quad (62)$$

$$S_{2tp} = \pi \cdot d_2 \cdot l_t \cdot n_t = \pi \cdot 0,016 \cdot 0,5 \cdot 37 = 0,93 \text{ m}^2 \quad (63)$$

Reálná teplota na stěně trubky je asi 434 °C, zvolená teplota je tedy o 16 °C vyšší. Odchylka v navazujících výpočtech koeficientu y_2 nebo součinitele přestupu tepla α_2 je při takovém rozdílu zanedbatelná, výpočet tedy ponechávám s původní volenou teplotou 450 °C.

2.5 Součinitel prostupu tepla a výkon výměníku

Výsledný skutečný výkon výměníku se určí z bilanční rovnice, tedy ze vztahu

$$\dot{Q}_{bs} = k_L \cdot L_c \cdot \Delta t_{ln} \text{ [W]} \quad (64)$$

ve kterém L_c je celková délka trubek dána jako

$$L_c = l_t \cdot n_t = 0,5 \cdot 37 = 18,5 \text{ m}$$

k_L součinitel prostupu tepla válcovou stěnou, který je vztažen na 1 m délky a určen vztahem

$$\begin{aligned} k_L &= \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} = \\ &= \frac{\pi}{\frac{1}{25,2 \cdot 0,014} + \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln \frac{0,016}{0,014} + \frac{1}{41,271 \cdot 0,016}} = 0,7222 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (65)$$

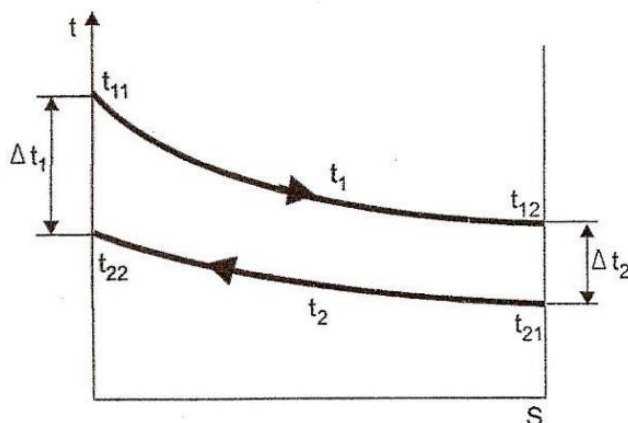
α_1 a α_2 jsou součinitele přestupu tepla, určené pomocí výpočtů výše a $\lambda=50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je tepelná vodivost materiálu trubek, v našem případě oceli o obsahu uhlíku 0,2 %.

V bilanční rovnici se také nachází střední logaritmický teplotní spád Δt_{ln} . Pro lepší přestup tepla použijeme protiproudý výměník, u kterého platí vzorec

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(900 - 600) - (550 - 20)}{\ln \frac{900 - 600}{550 - 20}} = 404,15 \text{ °C} \quad (66)$$

Dosažením do bilanční rovnice získáme skutečný výkon navrhovaného výměníku

$$\dot{Q}_{bs} = k_L \cdot L_c \cdot \Delta t_{ln} = 0,7222 \cdot 37 \cdot 0,5 \cdot 404,15 = 5399,5 \text{ W} \quad (67)$$



Obrázek 2.2 Změna teplot při výměně tepla, protiproud

Skutečný výkon navrhovaného výměníku je 5400 W, což je přibližně o 5 % víc, než požadovaný výkon určený z rovnice (18). Tento rozdíl je však možno ponechat, ať už kvůli drobným nepřesnostem výpočtů, způsobených zaokrouhlováním atp. nebo také jako vytvoření rezervy pro zanášení, které je v praxi u plynů nevyhnutelné a ve výpočtech není zahrnuto.

2.6 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru

V trubkovém prostoru jsou tlakové ztráty dány vztahem

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \text{ [Pa]} \quad (68)$$

kde Δp_{t1} jsou tlakové ztráty vyvolané třením a Δp_{m1} jsou tlakové ztráty místní, vyvolané místními odpory.

Do tlakových ztrát TP se nezahrnují ztráty ve vstupním a výstupním hrdle. Započítávají se do ztrát v potrubí, protože se řídí průměrem potrubí.

Tlakové ztráty vyvolané třením v trubkách kruhového průřezu jsou popsány vztahem

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} n_{CH1} \cdot z_1 \cdot z_2 \text{ [Pa]} \quad (69)$$

λ_{11} je ztrátový součinitel, pro který v našem případě $Re_1 \leq 2320$ platí

$$\lambda_{11} = \frac{64}{Re_1} = \frac{64}{873,4} = 0,073 \text{ [-]} \quad (70)$$

součinitel z_1 je dán vztahem

$$z_1 = \frac{l_t}{d_1} = \frac{0,5}{0,014} = 35,714 \text{ [-]} \quad (71)$$

a korekční faktor z_2 je součinitel zohledňující změnu dynamické viskozity v mezní vrstvě s ohledem na směr tepelného toku.

V případě plynů je dán

$$z_2 = \left(\frac{T_{1s}}{T_{s1}} \right)^a = \left(\frac{474 + 273}{725 + 273} \right)^{0,81} = 0,791 \quad [-] \quad (72)$$

v případě $Re_1 \leq 2320$ a směru tepelného toku z TP, je konstanta $a = 0,81$;

T_{1s} je teplota na stěně trubky a T_{s1} je teplota uvnitř TP, tedy 725 °C

$$t_{1s} = t_1 - \frac{\dot{Q}_b}{S_{1tp} \cdot \alpha_1} = 725 - \frac{5143}{0,8137 \cdot 25,2} = 474 \text{ °C} \quad (73)$$

kde S_{1tp} je teplosměnná plocha, kterou určíme z rovnice

$$S_{1tp} = \pi \cdot d_1 \cdot l_t \cdot n_t = \pi \cdot 0,014 \cdot 0,5 \cdot 37 = 0,8137 \text{ m}^2 \quad (74)$$

Výsledné tlakové ztráty vyvolané třením v TP jsou po dosazení rovny

$$\begin{aligned} \Delta p_{t1} &= \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} n_{CH1} \cdot z_1 \cdot z_2 = \\ &= 0,073 \cdot \frac{0,29818 \cdot 7,13^2}{2} \cdot 1 \cdot 35,714 \cdot 0,79 = 15,63 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (75)$$

Tlakové ztráty místní vznikají z tlakové ztráty na vstupu a výstupu pracovní látky z trubek trubkového svazku a tlakové ztráty ohybem proudu pracovní látky v komorách trubkového výměníku. Pro jejich výpočet je využito vztahu

$$\begin{aligned} \Delta p_{m1} &= [\xi_{11} \cdot n_{CH1} + \xi_{12} \cdot (n_{CH1} - 1)] \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = \\ &= [0,7 \cdot 1 + 0,4 \cdot (1 - 1)] \cdot \frac{0,29818 \cdot 7,13^2}{2} = 5,31 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (76)$$

$\xi_{11} = 0,7$ je ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup z trubek trubkového svazku a $\xi_{12} = 0,4$ je ztrátový součinitel místního odporu pro ohyb proudu v komoře.

Celková tlaková ztráta v TP je tedy

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} = 15,63 + 5,31 = 20,94 \text{ Pa} \quad (77)$$

2.7 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru

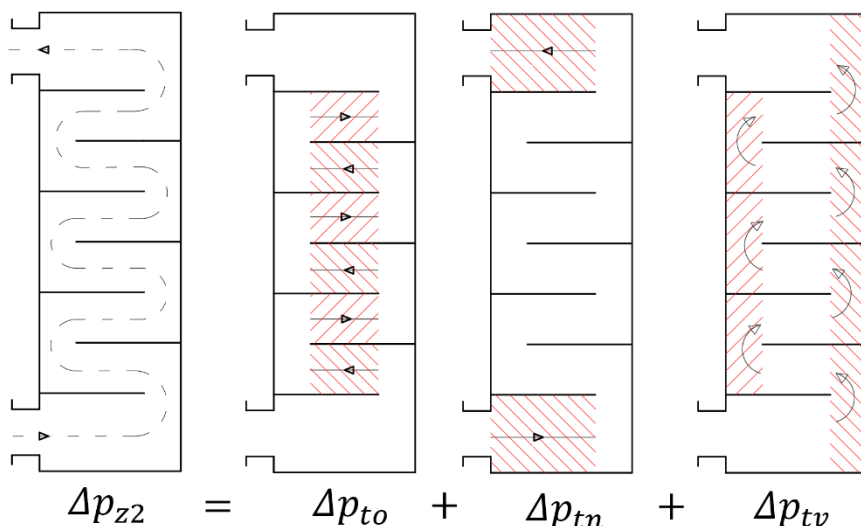
Tlakové ztráty v MP můžeme podobně jako u TP vypočítat součtem jednotlivých tlakových ztrát podle

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} \quad [\text{Pa}] \quad (78)$$

kde

- Δp_{t0} jsou tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru
- Δp_{tn} jsou tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru svazku
- Δp_{tv} jsou tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek

tyto ztráty jsou schematicky znázorněné na obr. 2.3.



Obrázek 2.3. Schéma tlakových ztrát v jednotlivých úsecích MP

Pro tlakové ztráty Δp_{t0} platí vztah

$$\Delta p_{t0} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \quad [\text{Pa}] \quad (79)$$

ve kterém n_{rp} je počet řad trubek mezi seříznutím přepážek, n_p je počet přepážek, λ_{22} je ztrátový součinitel příčného obtékání trubek určeného ze vzorce

$$\begin{aligned} \lambda_{22} &= c_1 \cdot \left(\frac{1,33}{t_{t1}/d_2} \right)^a \cdot Re_2^{a_1} = 0,486 \cdot \left(\frac{1,33}{0,021/0,016} \right)^{0,72826} \cdot 3784^{-0,152} = \\ &= 0,140 [-] \end{aligned} \quad (80)$$

kde konstanty jsou v případě $Re_2=3784$ a uspořádání trubek 30° následující
 $c_1 = 0,486$; $a_1 = -0,152$; $c_2 = 7,0$; $a_2 = 0,5$; pro konstantu a platí

$$a = \frac{c_2}{1 + 0,14 \cdot Re_2^{a_2}} = \frac{7}{1 + 0,14 \cdot 3784^{0,5}} = 0,72826 [-] \quad (81)$$

z_2, z_3, z_4 jsou korekční faktory rovny

z_2 – změna látkových vlastností v mezní vrstvě s vlivem směru tepelného toku platí pro plyny vztah

$$z_2 = \left(\frac{T_{2s}}{T_{s2}} \right)^a = \left(\frac{433 + 273}{300 + 273} \right)^{0,25} = 1,054 [-] \quad (82)$$

koeficient pro směr tepelného toku do MP je $a = 0,25$

z_3 – zohledňuje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku a odpovídá témuž oprávněnému součiniteli jako v případě přestupu tepla y_7 . Rozdíl je však v konstantě c_1 , která je pro $Re_2 \geq 100$ rovna $c_1 = 3,7$

$$z_3 = \exp \left(-c_1 \frac{S_{ss}}{S_{mp}} \right) = \exp \left(-3,7 \frac{0,000336}{0,0021} \right) = 0,5532 [-] \quad (83)$$

z_4 - zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách a platí

$$\begin{aligned} z_4 &= \exp \left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) \cdot \left(\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_{mp}} \right)^{x_{13}} \right] = \\ &= \exp \left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{0,0018}{0,0018 + 0,00063} \right) \cdot \left(\frac{0,0018 + 0,00063}{0,0021} \right)^{0,539} \right] = \\ &= 0,0817 [-] \end{aligned} \quad (84)$$

konstanta x_{13} je dána jako

$$\begin{aligned} x_{13} &= -0,15 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) + 0,8 = \\ &= -0,15 \cdot \left(1 + \frac{0,0018}{0,0018 + 0,00063} \right) + 0,8 = 0,539 [-] \end{aligned} \quad (85)$$

Tlakové ztráty třením Δp_{to} jsou po dosazení do rovnice (79) rovny

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot 0,140 \cdot 5 \cdot (7 - 1) \cdot 0,616 \cdot 6,94^2 \cdot 1,054 \cdot 0,5532 \cdot 0,0817 = 11,87 \text{ Pa} \quad (86)$$

Pro tlakové ztráty Δp_{tn} platí vztah

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (n_{rp} + n_{rv}) \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \text{ [Pa]} \quad (87)$$

v němž λ_{22} , w_2 , ρ_2 , z_2 a z_3 jsou charakterizovány stejně jako v předchozím výpočtu tlakové ztráty třením Δp_{to} . n_{rv} je počet řad trubek ve výřezu nad přepážkou ovlivněných příčným prouděním. Platí

$$\begin{aligned} n_{rv} &= \frac{0,8}{t_{t2}} \cdot \left(\frac{D_1 + D'}{2} - h_p \right) = \\ &= \frac{0,8}{0,866 \cdot 0,021} \cdot \left(\frac{0,154 + 0,126}{2} - 0,114 \right) = 1,1437 [-] \end{aligned} \quad (88)$$

korekční faktor z_5 – zohledňuje vliv velikostí neopřepážkovaných prostorů pod hrdly a platí pro něj

$$z_5 = 2 \left(\frac{2t_p}{l_{tn}} \right)^{2-a} = 2 \left(\frac{2 \cdot 0,05}{0,099} \right)^{2-0,2} = 2,037 [-] \quad (89)$$

kde pro $Re_2 \geq 100$ je $a = 0,2$. t_p je rozteč přepážek a l_{tn} neopřepážkovaná délka.

Po dosažení jsou pak Δp_{tn}

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot 0,14 \cdot (7 + 1,1437) \cdot 0,616 \cdot 6,94^2 \cdot 1,054 \cdot 0,5532 \cdot 2,037 = 80,33 \text{ Pa} \quad (90)$$

Tlakové ztráty Δp_{tv} jsou pro turbulentní proudění $Re_2 > 100$ podle vztahu

$$\begin{aligned} \Delta p_{tv} &= n_p \cdot z_4 \left[(2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot u_{2v}^2}{2} \right] \\ &= 7 \cdot 0,0817 \left[(2 + 0,6 \cdot 1,144) \cdot \frac{0,616 \cdot 6,32^2}{2} \right] = 18,9 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (91)$$

v němž u_{2v} je rychlost pracovní látky vztažená ke střednímu geometrickému průměru průtočných průřezů

$$u_{2v} = \frac{\dot{V}_2'}{\sqrt{S_{mp} \cdot S_{vZ}}} = \frac{\frac{25}{3600} \cdot \frac{300 + 273}{273}}{\sqrt{0,0021 \cdot 0,002536}} = 6,32 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (92)$$

S_{vZ} je zaplněný průřez nad přepážkou dán vztahem

$$\begin{aligned} S_{vZ} &= S_{vs} = \frac{D_1^2}{8} \left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180} - \sin \varphi \right) - \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot n_{tv} = \\ &= \frac{0,154^2}{8} \left(\frac{122,56 \cdot \pi}{180} - \sin 122,56 \right) - \frac{\pi}{4} \cdot 0,016^2 \cdot 6,5 = 0,002536 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (93)$$

Celková tlaková ztráta Δp_{z2}

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} = 11,87 + 80,33 + 18,9 = 111,1 \text{ Pa} \quad (94)$$

2.8 Shrnutí technických parametrů výměníku

NÁVRHOVÉ HODNOTY:					
	Trubkový prostor		Mezitrubkový prostor		Jednotka
Výkon požadovaný	5,14				kW
Médium	Plyn		Vzduch		-
Vstupní teplota	900		20		°C
Výstupní teplota	550		600		°C
Objemový průtok	40		25		m _n ³ /hod
Návrhový tlak	101,325		101,325		kPa
Návrhová teplota	725		300		°C
NAVRŽENÝ VÝMĚNÍK:					
	Trubkový prostor		Mezitrubkový prostor		Jednotka
Výkon navržený	5,40				kW
Teplosměnná plocha	0,814				m ²
LMTD	404				°C
Prostup tepla <i>k</i>	0,7222				W/m·K
Tlaková ztráta	20,94		111,1		Pa
Rychlost proudění	7,13		6,94		m/s
Reynoldsovo číslo	873,4		3784		-
Součinitel přestupu tepla	25,2		41,27		W/m ² ·K
Způsob zapojení	protiproud				-
FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI:					
	Trubkový prostor		Mezitrubkový prostor		Jednotka
Hustota	0,298		0,616		kg/m ³
Měrná tepelná kapacita	1,323		1,323		kJ/m ³ ·K
Tepelná vodivost	0,09		0,042		W/m·K
Dynamická viskozita	34,078·10 ⁻⁶		2,84·10 ⁻⁵		Pa·s
Prandtlovo číslo	0,503		0,66		-
KONSTRUKČNÍ PARAMETRY:					
Typ teplosměnné plochy	Hladká trubka	Vnější průměr: 16 mm		Délka trubky: 500 mm	
		Tloušťka stěny: 1 mm		Celková délka: 18500 mm	
Trubkovnice	Rozteč vodorovná: 21 mm		Počet trubek: 37	Uspořádání: 30°	
	Rozteč svislá: 18,186 mm		Průměr rozteče krajních trubek: 126 mm		
Plášť výměníku	Vnější průměr:		162 mm	Tloušťka stěny:	4 mm
Segmentové přepážky	Počet: 7	Rozteč: 50 mm	Výška: 114 mm	Tloušťka: 2 mm	
Neopřepážkovaná délka:	Vstupní prostor: 99 mm		Výstupní prostor: 99 mm		

tab. 2-6 Shrnutí parametrů navrženého výměníku

3 Závěr

Výstupem této práce jsou navržené parametry svazkového výměníku tepla se segmentovými přepážkami, pro ochlazování plynu pomocí vzduchu a také výkres, který zobrazuje přibližnou podobu a hlavní rozměry výměníku a je obsažen v příloze.

Úvod práce zahrnuje řešeršní část, která se zabývá funkcí různých typů výměníků tepla, jejich vlastnostmi, použitím a výhodami či nevýhodami. Největší pozornost je věnována především trubkovým výměníkům, jelikož se jedná o nejrozšířenější typ výměníků a následující kapitola se zabývá právě jeho návrhem.

Vstupními parametry návrhu byly dvě média – plyn a vzduch, jejich objemové průtoky, procentuální složení plynu a také byly známy tři ze čtyř teplot. Pro začátek bylo nutné dopočítat vlastnosti obou médií, především jejich měrnou tepelnou kapacitu a hustotu s jejichž pomocí bylo následně možno z bilanční rovnice určit nezadanou výstupní teplotu vzduchu, která vyšla přibližně 600 °C. Při známých teplotách byl určen požadovaný výkon výměníku přibližně 5,1 kW. Následně byly vypočteny součinitele přestupu tepla v TP α_1 a v MP α_2 , jakožto nezbytné koeficienty pro dopočet součinitele prostupu tepla k_L . Na závěr byly vypočteny tlakové ztráty a skutečný výkon výměníku na 5,4 kW. Odchylka ve výkonu asi 5 % od požadovaného výkonu je ponechána jako rezerva pro znečištění.

Konstrukčně byl výměník zvolen jako protiproudý svazkový s rovnými trubkami. Trubkovnice obsahuje 37 trubek z uhlíkové oceli o průměru 16 mm a tloušťce stěny 1 mm. Délka jednotlivých trubek je 500 mm jsou uspořádány do trojúhelníku (30 °) s roztečí 21 mm. Bylo také navrženo 7 segmentových přepážek s roztečí 50 mm, tloušťkou přepážky 2 mm a výškou 114 mm. Vzniklá neopřepážkovaná délka činí 99 mm na vstupu i výstupu. Tyto hodnoty byly voleny na základě získání ideálního výkonu výměníku s ohledem na parametry médií.

Plyn, jakožto teplejší médium obsahující mnoho nečistot, byl z důvodu snadnějšího čištění volen jako médium v trubkovém prostoru. Tlakové ztráty v TP jsou 21 Pa, avšak tyto ztráty jsou pouze na délce potrubí, nezahrnují vtokovou a výtokovou ztrátu. V mezitrubkovém prostoru proudí vzduch a tlaková ztráta činí 111,1 Pa.

Stechiometrické výpočty a výpočty fyzikálních vlastností plynu byly provedeny pomocí Microsoft Excel, některé další výpočty v programu SMATH Studio. Veškeré nezmníněné, avšak podstatné parametry výměníku jsou shrnuty v tabulce 2-6 a zakresleny do výkresu v příloze.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání třetí. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5769-0.
- [2] BALMER, Robert T. *Thermodynamic tables to accompany modern engineering thermodynamics* [online]. Amsterdam: Elsevier, c2011 [cit. 2020-06-09]. ISBN 978-0-12-385038-6.
- [3] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [4] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [5] KUPPAN, Thulukkanam. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 08-247-9787-6.
- [6] *Výměníky tepla v energetice* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/VTK-pr1-1.pdf>
- [7] *Tzbinfo* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/15795-moderni-rotacni-vymeniky-tepla>
- [8] *Varcooler* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <http://cz.vrcoolerar.com/>
- [9] *BMC-Tech* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://bmc-tech.cz/c261-vymeniky-tepla-thermex>
- [10] HOVORKA, F. *Technologie chemických látek* [online]. Praha: Vydavatelství VŠCHT, 2005, s. 1 [cit. 2020-06-05]. ISBN 80-7080-588-9. Dostupné z: http://147.33.74.135/knihy/uid_isbn-80-7080-588-9/pdf/024.pdf
- [11] *Výměníky tepla* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: http://www.madlenkapluje.cz/attachment/HISTORIE/vypocet_vymeniku.pdf
- [12] *Žebrované trubky Žaba s.r.o.* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <http://www.zebrovanetrubky.cz/index.php?nid=10865&lid=cs&oid=2563161>
- [13] BALÁŠ, Marek. *Aktuální vývoj výměníků tepla* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: https://keepwarmeurope.eu/fileadmin/user_upload/Learning_Centre/Czech_Republic/T2.2-2_Recent_development_of_heat_exchangers.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a	Součinitel teplotní vodivosti	$[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
C_{p1}	Měrná tepelná kapacita spalín	$[\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}]$
C_{p2}	Měrná tepelná kapacita vzduchu	$[\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}]$
D'	Průměr vzdálenosti krajních trubek	$[\text{m}]$
D_p	Vnější průměr přepážky	$[\text{m}]$
d_1	Světlost trubky	$[\text{m}]$
D_1	Vnitřní průměr pláště	$[\text{m}]$
d_2	Vnější průměr trubky	$[\text{m}]$
D_2	Vnější průměr pláště	$[\text{m}]$
d_{2p}	Průměr otvorů v přepážce	$[\text{m}]$
h_1	Entalpie plynu	$[\text{kJ}/\text{m}^3]$
h_p	Výška přepážky	$[\text{m}]$
k_L	Součinitel prostupu tepla	$[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
k	Vůle mezi krajními tubkami a pláštěm	$[\text{m}]$
L_c	Celková délka trubek	$[\text{m}]$
l	Charakteristický rozměr	$[\text{m}]$
l_t	Délka trubky	$[\text{m}]$
l_{tn}	Neopřepážkovaná délka	$[\text{m}]$
m	Hmotnost	$[\text{kg}]$
M_1	Molární hmotnost plynu	$[\text{kg}/\text{mol}]$
\dot{M}_1	Hmotnostní tok plynu	$[\text{kg}/\text{s}]$
M_v	Opravný koeficient kinematické viskozity	$[-]$
M_λ	Opravný koeficient tepelné vodivosti	$[-]$
n_{rp}	Počet příčně obtékaných trubek	$[-]$
n_{rv}	Počet řad ve výřezu přepážkou	$[-]$
n_t	Počet trubek v trubkovnici	$[-]$
n_{tv}	Počet trubek ve výřezu přepážky	$[-]$
Nu	Nusseltovo číslo	$[-]$
Pr	Prandtlovo číslo	$[-]$
\dot{Q}_b	Potřebný výkon výměníku	$[\text{W}]$
\dot{Q}_{bs}	Skutečný výkon výměníku	$[\text{W}]$
R	Měrná plynová konstanta	$[\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[-]$
S_{2N}	Velikost volného nezaplňného průřezu	$[\text{m}^2]$
S_{1tp}	Teplosměnná plocha v TP	$[\text{m}^2]$
S_{2tp}	Teplosměnná plocha v MP	$[\text{m}^2]$
S_{mp}	Průřez mezi přepážkami	$[\text{m}^2]$
S_{ss}	Průtočný průřez obtokového proudu mezi roztečí přepážek	$[\text{m}^2]$
S_{vs}	Průřez ve výřezu segmentu	$[\text{m}^2]$
S_{tr}	Průtočný průřez trubek	$[\text{m}^2]$
s_p	Tloušťka přepážky	$[\text{m}]$
t_{11}	Vstupní teplota plynu	$[\text{°C}]$
t_{12}	Výstupní teplota plynu	$[\text{°C}]$
t_{21}	Vstupní teplota vzduchu	$[\text{°C}]$
t_{22}	Výstupní teplota vzduchu	$[\text{°C}]$

t_{1s}	Teplota na stěně trubky plynu	[°C]
t_{2s}	Teplota na stěně trubky vzduchu	[°C]
t_{s1}	Střední teplota plynu	[°C]
t_{s2}	Střední teplota vzduchu	[°C]
t_{t1}	Vodorovná rozteč trubek v trubkovnici	[m]
t_{t2}	Svislá rozteč trubek v trubkovnici	[m]
t_p	Rozteč přepážek	[m]
\dot{V}_1	Objemový tok plynu za normální teploty	[m _n ³ /hod]
\dot{V}_2	Objemový tok vzduchu za normální teploty	[m _n ³ /hod]
\dot{V}_1'	Objemový tok plynu při střední teplotě	[m ³ /hod]
\dot{V}_2'	Objemový tok vzduchu při střední teplotě	[m ³ /hod]
u_2	Rychlost proudění v trubkovém svazku	[m/s]
u_{2v}	Rychlost pracovní látky ke střed. geom. průměru průt. průř.	[m/s]
w_1	Rychlost proudění plynu v TP	[m/s]
w_2	Rychlost proudění vzduchu v MP	[m/s]
x_i	Objemové koncentrace složek plynu	[-]
y_2	Změna látkových vlastností v mezní vrstvě	[-]
y_3	Převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek	[-]
y_4	Součinitel nepříznivého tvaru teplotního profilu	[-]
y_5	Podíl podélně obtékaných ve výřezu segmentu	[-]
y_6	Vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm	[-]
y_7	Vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm	[-]
y_8	Vliv neopřepážkovaného prostoru pod vstupními hrdly	[-]
z_2	Změna látkových vlastností v mezní vrstvě	[-]
z_3	Vliv obtokových proudů	[-]
z_4	Vliv zkratových proudů	[-]
z_5	Vliv velikosti neopřepážkovaných prostorů pod hrdly	[-]
φ_{vp}	Úhel výřezu přepážkou	[°]
Δp_{z1}	Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	[Pa]
Δp_{z2}	Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru	[Pa]
Δt_{ln}	Střední logaritmický spád	[°C]
α_1	Součinitel přestupu tepla plynu	[W/m ² · K]
α_2	Součinitel přestupu tepla vzduchu	[W/m ² · K]
δ_1	Tloušťka stěny trubky	[m]
δ_2	Tloušťka stěny pláště	[m]
λ	Tepelná vodivost materiálu	[W/m · K]
λ_1	Součinitel tepelné vodivosti plynu	[W/m · K]
λ_2	Součinitel tepelné vodivosti vzduchu	[W/m · K]
$\lambda_{stř}$	Součinitel tep. vod. pro střední složení spalín	[W/m · K]
ρ_1	Hustota plynu	[kg/m ³]
ρ_2	Hustota vzduchu	[kg/m ³]
$\nu_{stř}$	Kinematická viskozita plynu o středním složení	[m ² /s]
ν_1	Kinematická viskozita plynu	[m ² /s]
ν_2	Kinematická viskozita vzduchu	[m ² /s]
ψ	Mezerovitost trubkového svazku	[-]
μ_1	Dynamická viskozita plynu	[Pa · s]
μ_2	Dynamická viskozita vzduchu	[Pa · s]

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obrázek 1.1. Rotační regulační výměník tepla [7]
- Obrázek 1.2. Typy výměníků
- Obrázek 1.3. Kondenzátor a výparník [8]
- Obrázek 1.4. Souproudý výměník
- Obrázek 1.5. Protiproudý výměník
- Obrázek 1.6. Křížový výměník
- Obrázek 1.7. Plášťový výměník s rovnými trubkami [9]
- Obrázek 1.8. Schéma trubkového výměníku tepla s plovoucí hlavou [10]
- Obrázek 1.9. Článekový, dvoutrubkový výměník tepla [13]
- Obrázek 1.10. Schéma výměníku s U-trubicemi [10]
- Obrázek 1.11. Schéma výměníku se šroubovitě vinutými trubkami [11]
- Obrázek 1.12. Žebrované trubky výměníku tepla [12]
- Obrázek 1.13. Proudění v deskovém výměníku [13]
- Obrázek 2.1. Schéma uspořádání trubkovnice
- Obrázek 2.2. Změna teplot při výměně tepla, protiproud
- Obrázek 2.3. Schéma tlakových ztrát v jednotlivých úsecích MP

SEZNAM TABULEK

Tab. 2-1 Procentuální obsah složek plynu

Tab. 2-2 Objemové koncentrace x_i a molární hmotnosti M_i jednotlivých složek plynu

Tab. 2-3 Měrná entalpie h_i [$\text{kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}$], tepelná kapacita C_{pi} [$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$] pro $t = 725$ °C, pro jednotlivé složky plynu

Tab. 2-4 Některé z vlastností vzduchu při teplotě 300 °C

Tab. 2-5 Velikosti konstant pro turbulentní proudění

Tab. 2-6 Shrnutí parametrů navrženého výměníku

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Konstrukční výkres navrženého výměníku